

BEST AVAILABLE COPY

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 56-046140

(43)Date of publication of application : 27.04.1981

(51)Int.Cl.

F16F 15/26

(21)Application number : 54-121777

(71)Applicant : KUBOTA LTD

(22)Date of filing : 20.09.1979

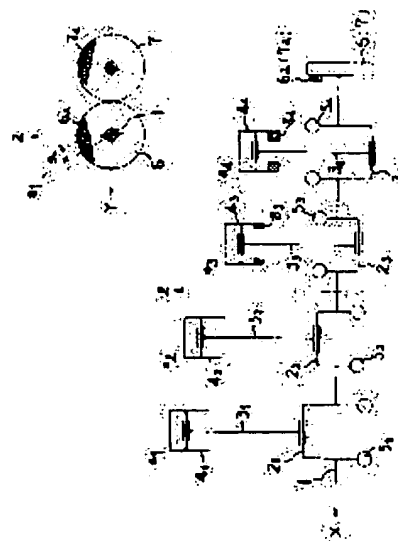
(72)Inventor : KUBOMOTO ISAMU

(54) BALANCER DEVICE FOR RECIPROCATING ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide means to eliminate the vibrations due to both the pitching and yawing moments in a balancing device for a 4-cylinder reciprocating engine by attaching a balancing gear to the shaft and adding or removing predetermined weights to or from the reciprocating engine.

CONSTITUTION: Four crank pins 21W24 are formed on a crank shaft 1 at 90° intervals with valance weights 51W54 attached to the respective pins 21W24 about 180° opposite of the pins. In such 4-cylinder 90° crank type engine, the balance weights 51W54 are set at about 100% balance. A balance gear 6 with an eccentric weight 6a attached thereto is fixed to one end of the crank shaft 1, said gear 6 being engaged to a balance gear 7 with an eccentric weight 7a similarly attached thereto. Predetermined weight 83 and 84 are attached to the third and the fourth pistons 43 and 44, the weights thereof generating couples of force which cancel out the pitching and yawing moments due to the pistons.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

BEST AVAILABLE COPY

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭56-46140

⑨ Int. Cl.³
F 16 F 15/26

識別記号

庁内整理番号
6747-3J

⑭ 公開 昭和56年(1981)4月27日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 4 頁)

⑮ 往復機関のバランス装置

株式会社堺製造所内

⑯ 出 願 人 久保田鉄工株式会社

大阪市浪速区船出町2丁目22番
地

⑰ 特 願 昭54-121777

⑱ 出 願 昭54(1979)9月20日

⑲ 発 明 者 久保元勇

⑳ 代 理 人 弁理士 谷昇

堺市石津北町64番地久保田鉄工

明 細 書

1. 発明の名称

往復機関のバランス装置

2. 特許請求の範囲

(1) 90° 毎にクランクピンが配置された直列四シリンダ機関において、クランク軸のバランスウエイトを毎100%バランスに設置すると共に、所定シリンダにおける往復部分について所定の質量を付加又は削減し、且つクランク軸に該質量に対応する偏芯質量を有する一対のバランスギアを設け、これらの質量により各シリンダの往復部分によるビフティングモーメントと相殺する内力を生じさせるようにした往復機関のバランス装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明は四シリンダ90° クランク型往復機関のバランス装置に関し、ビフティングモーメント及びビフティングモーメントに基づく二方向の振動を同時に除去するものである。

ところで、内燃機関のクランク軸等においては、

バランスウエイトを具備することにより振動を低減せしめ除去することが行われるが、このバランスウエイトによるバランシングを90° 毎にクランクピンが配置される四シリンダ90° クランク型機関について解析すると、先づ第1図のように座標軸X、Y、Zを取り、且つ各シリンダにおけるクランクの位相を第2図のように定めると共に、各シリンダの回転部分(クランクピン、クランクアーム等)の質量を m_0 、往復部分(ピストン、ピストンピン等)の質量を m_1 、バランスウエイトの質量を m_2 とし、クランク半径を r 、バランスウエイトの有効半径を r_0 、クランク軸の角速度を ω 、シリンダ軸の距離を l_0 とすれば、

(1) 回転部分によるY軸回りのモーメント M_{0y} は、各シリンダの回転部分に作用する力のZ方向成分が第2図により、

$$\text{第1シリンダ: } m_0 r \omega^2 \cos \theta$$

$$\text{第2シリンダ: } m_0 r \omega^2 \cos (\theta + 270^\circ)$$

$$\text{第3シリンダ: } m_0 r \omega^2 \cos (\theta + 90^\circ)$$

$$\text{第4シリンダ: } m_0 r \omega^2 \cos (\theta + 180^\circ)$$

(1)

(2)

BEST AVAILABLE COPY

であるから、

$$\begin{aligned} M_{0y} &= m_0 r \omega^2 \cos \theta \times \frac{3}{2} L_0 + \\ &\quad m_0 r \omega^2 \cos (\theta + 270^\circ) \times \frac{1}{2} L_0 \\ &\quad - m_0 r \omega^2 \cos (\theta + 90^\circ) \times \frac{1}{2} L_0 \\ &\quad - m_0 r \omega^2 \cos (\theta + 180^\circ) \times \frac{3}{2} L_0 \\ &= m_0 r \omega^2 L_0 (3 \cos \theta + \sin \theta) \\ &= \sqrt{10} m_0 r \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \end{aligned} \quad (1)$$

となる。ここで、 $\tan \theta_0 = \frac{1}{3}$ で、 $\theta_0 = 18^\circ 26'$ である。同様に、回転部分による回転りのモーメント M_{0x} は、

$$\begin{aligned} M_{0x} &= m_0 r \omega^2 \sin \theta \times \frac{3}{2} L_0 + \\ &\quad m_0 r \omega^2 \sin (\theta + 270^\circ) \times \frac{1}{2} L_0 \\ &\quad - m_0 r \omega^2 \sin (\theta + 90^\circ) \times \frac{1}{2} L_0 \\ &\quad - m_0 r \omega^2 \sin (\theta + 180^\circ) \times \frac{3}{2} L_0 \\ &= m_0 r \omega^2 L_0 (3 \sin \theta - \cos \theta) \\ &= \sqrt{10} m_0 r \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \end{aligned} \quad (2)$$

となる。

③次に、往復部分による Y、Z 軸回りのモーメント M_{0y} 、 M_{0x} は、(1) と同様の計算により

$$M_{0y} = \sqrt{10} m_0 r \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \quad (3)$$

となる。この両式より、バランスウェイトの設計に際し、 $m_0 r_0 = m_0 r + m_0 r_1$ とすれば $M_y = 0$ (この状態を 200% バランスという) となつてピンチングモーメントを除去することができ、また $m_0 r_0 = m_0 r$ とすれば $M_x = 0$ (この状態を 100% バランスという) となつてローイングモーメントを除去することができるが、両者を同時に除去することは不可能であることが判明するのである。

そこで従来においては、100% バランスと 200% バランスの中間における調整の調整条件等に最も適した状態となるようにバランスウェイトを設計していたのであるが、その場合同モーメントによる振動が共に現れることとなるのであり、また、180° クランクの場合にはバランス鉛直より両モーメントを除去することが考察されているが、これは装置が極めて複雑で、大幅なコストアップを来すと共に、90° クランクの場合に適用できない欠点がある。

本発明はこのような実情に鑑みてなされたもので、図 1 シリンダ 90° クランク型機関において、

(5)

特開 56-46140 (2)

また、この場合、往復部分によつては 2 軸回りのモーメントは生じないから

$$M_{0z} = 0 \quad (4)$$

である。

御更次、バランスウェイトによるモーメント M_{1y} 、 M_{1x} は、(1) における質量 m_0 が m_1 に代り、半径 r が r_1 に代り、且つ各シリンダにおいて質量 m_0 と m_1 の間に 180° の位相差があるから、結局

$$M_{1y} = -\sqrt{10} m_1 r_1 \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \quad (5)$$

$$M_{1x} = -\sqrt{10} m_1 r_1 \omega^2 L_0 \sin (\theta - \theta_0) \quad (6)$$

となる。

然して、これら各部分によるモーメントの総和が機関全体としてのピンチングモーメント及びローイングモーメントとなるのであるが、これを M_y 、 M_x とすると、(1)、(3)、(5) 式より

$$\begin{aligned} M_y &= M_{0y} + M_{1y} + M_{2y} \\ &= \sqrt{10} L_0 \omega^2 \sin (\theta - \theta_0) (m_0 r + m_1 r - m_2 r_1) \end{aligned} \quad (7)$$

また、(2)、(4)、(6) 式より

$$\begin{aligned} M_x &= M_{0x} + M_{1x} + M_{2x} \\ &= \sqrt{10} L_0 \omega^2 \sin (\theta - \theta_0) (m_0 r - m_1 r_1) \end{aligned} \quad (8)$$

(4)

バランスウェイトをローイングモーメントが除去される 100% バランスに調整する一方、所定のシリンダの往復部分について所定質量を付加又は削減すると共に、調整量に対応する添減質量を有するバランスギアをクランク軸に接続することにより、往復部分によるピンチングモーメントと相殺する側力を生じさせ、これにより比較的簡単な構成でピンチング及びローイングの両モーメントを同時に除去し、これらに基づく振動を防止するようにしたものである。

以下これを図に示す実施例により説明すると、第 3 図において 1 はクランク軸、2₁、2₂、2₃、2₄ は第 2 図に示す位相関係を有する図 3 のクランクピンで、各ピンには夫々コンロッド 3₁、3₂、3₃、3₄ を介してピストン 4₁、4₂、4₃、4₄ が連結され、且つ上記各ピンの 180° 反対側にはバランスウェイト 5₁、5₂、5₃、5₄ が夫々接続されている。6 はクランク軸の一端に固着されたバランスギア、7 は第 4 図に示すようにこれと対をなす他のバランスギアで、両ギアの対応位置には添減ウェイト

(5)

BEST AVAILABLE COPY

6a, 7a が設けられており、また 8a, 8b は第 3 及第 4 シリンダにおけるピストン 4a, 4b にそれぞれ 1 個ずつ付加されたウエイトである。ここで、第 3 シリンダのピストン 4a に付加されたウエイト 8a の質量を Δm_p とすると、第 4 シリンダのピストン 4b に付加されたウエイト 8b の質量は $3 \Delta m_p$ とされ、従って両ウエイトに作用する力 F_3, F_4 は $F_3 = \Delta m_p \times r \omega^2, F_4 = 3 \Delta m_p r \omega^2$ となり、その合力 F は第 6 図に示すベクトルの合成により $F = \sqrt{10} \Delta m_p r \omega^2$ で、位相は $\theta + 180^\circ - \theta_0$ となる。一方、バランスギア 6, 7 における偏重ウエイト 6a, 7a の質量を m_0 、その有効半径を r_0 とすると、該ウエイトに作用する力 $F' = 2 m_0 r_0 \omega^2$ が上記合力 F と釣り合うように、 m_0, r_0 が

$$2 m_0 r_0 = \sqrt{10} \Delta m_p r \quad (9)$$

を満足するように定められている。

然してこの大きさが等しく、向きが反対の力 F, F' の 2 方向成分により偏力が生じるのであるが、そのモーメントは Y 軸回りに作用し、これを ΔM_y とすれば、力 F, F' の作用点間の距離を l とし、

(7)

イングモーメントが同時に除去されることとなるのである。

尚、上記のように第 3 シリンダのピストン 4a に質量 Δm_p のウエイト 8a を付加し、且つ第 4 シリンダのピストン 4b に質量 $3 \Delta m_p$ のウエイト 8b を付加することに加え、第 1 シリンダのピストン 4c から質量 $3 \Delta m_p$ を削除し、且つ第 2 シリンダのピストン 4d から質量 Δm_p を削除する等としてもよく、要するに第 6 図に示す力 F が生じるように質量を付加又は削除すればよいのであり、その場合に該力の作用点がバランスギアから離れる程、付加又は削除する質量が小さくて済むのである。また、バランスギア 6, 7 においてもウエイト 6a, 7a を付加する代りに、 180° 反対方向の質量を削除しても同じである。更に上記ピストンにおける質量の付加又は削除は、ピストン以外の装置部分であるピストンピン、コンロッド小頭部等において行つてもよく、また同時に減速機構が設けられる場合は、減速機構等の内部にバランスギアを設けてもよい。

(9)

特開 56-46140 (3)

$$\Delta M_y = \sqrt{10} \Delta m_p r \omega^2 \cos(\theta + 180^\circ - \theta_0) \times L$$

$$= -\sqrt{10} \Delta m_p r \omega^2 \cos(\theta - \theta_0) \times L \quad (10)$$

となり、このモーメントが前述のピンチングモーメント M_y に付加されることになるのである。従つて機関全体としてのピンチングモーメントは (7)、

(10) 式より

$$M_y = M_{0y} + M_{py} + M_{sy} + \Delta M_y$$

$$= \sqrt{10} \omega^2 \cos(\theta - \theta_0) \times$$

$$l \{ (m_0 r - m_p r_s) L_0 + (m_p L_0 - \Delta m_p L) r \} \quad (7')$$

となり、またヨーイングモーメントは変化がなく

$$M_z = \sqrt{10} L_0 \omega^2 \sin(\theta - \theta_0) (m_0 r - m_p r_s) \quad (8)$$

である。

従つて、バランスウエイト 6, 7 を設計するに際し、 $m_p r_s = m_0 r$ 、即ち 100% バランスとすると共に、ピストンに付加するウエイト 8a, 8b の質量 $\Delta m_p, 3 \Delta m_p, \Delta m_p, L = m_p L_0$ を満足させて、 ΔM_y により各機関分によるピンチングモーメント M_{py} を打ち消すように設定し、且つ (9) 式を満足するバランスギア 6, 7 を設ければ、(7'), (8) 式より $M_y = M_z = 0$ となつてピンチングモーメント及びヨー

(8)

以上のように本発明のバランス装置によれば、四シリンダ 90° クランク型機関においてクランク軸のバランスウエイトによるバランスを 100% バランスに設定すると共に、所定のシリンダにおけるピストン等の装置部分に所定の質量を付加又は削除し、且つクランク軸に反対のバランスギアを設備するだけの簡単な構成で、ピンチングモーメント及びヨーイングモーメントに基づく二方向の振動が同時に除去されることになり、これにより大幅なコストアップ等を免れることなく、振動、騒音等の少ない機関を機関が実現せしめられる効果を奏するのである。尚、本発明は内燃機関に限らず、空気圧縮機等にも適用し得ることは明かである。

4. 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明の機関に用いる駆動軸の説明図、第 2 図は同じく位相関係の説明図、第 3 図は本発明一実施例の概略正面図、第 4 図は第 3 図におけるバランスギアの側面図、第 5 図は本発明における偏力の説明図である。

1 はクランク軸、4a, 4b はピストン、6, 7 は

(10)

BEST AVAILABLE COPY

特開昭56-46140(4)

はバランスウェイト、6、7はバランスギア、
6a、7aは平衡ウェイト、8、8aはピスト
ンに付加したウェイト

出願人 久保田鉄工株式会社

代理人 谷

昇

(11)

